

ELEMENTOS DEL CALCULO DE COMPRESORES AXILES

Por CARLOS SANCHEZ TARIFA
INGENIERO AERONAUTICO

Nuestro joven compañero el Ingeniero Aeronáutico del Departamento de Motopropulsión del I. N. T. A., D. Carlos Sánchez Tarifa, a su extrema juventud une una gran capacidad y voluntad. Se ha destacado por su vocación y estudio, habiendo sido merecedor de que el Instituto Nacional de Técnica Aeronáutica, donde presta sus servicios, le haya designado en diversas ocasiones, a fin de completar su especialidad en el extranjero. El Ingeniero Sánchez Tarifa, del Cuerpo de Ingenieros Aeronáuticos del Ejército del Aire, divide el trabajo que damos a conocer en tres artículos, que se publicarán en INGENIERIA AERONAUTICA sucesivamente y que, como apreciarán nuestros lectores, es digno de todo elogio. INGENIERIA AERONAUTICA se honra con su publicación, destacando la parte de originalidad en lo expuesto.

ANTECEDENTES

Es bastante antigua la idea de utilizar el proceso inverso del funcionamiento de una turbina de reacción para comprimir aire. En el año 1847 el francés BURDIN bosquejó un proyecto de compresor axil, y TOURNAIRE, completando los trabajos anteriores, presentó en la Academia de Ciencias francesa un estudio sobre estos compresores. En Inglaterra, PARSONS proyectó su primer compresor axil en el año 1884, desarrollando la Compañía Parsons Co. más de 30 modelos hasta el año 1908.

En todos estos primeros ensayos se obtuvieron muy malos resultados, debido al desconocimiento que existía de las teorías en que se basa el funcionamiento de los compresores axiales. Se empleaban unos escalonamientos análogos a los de las turbinas de reacción de vapor, con unos grados de compresión completamente inadecuados, por lo cual los rendimientos que se conseguían eran tan bajos, que resultaban inaceptables.

Desde el punto de vista aerodinámico, es mucho más fácil proyectar correctamente una turbina que un compresor. Esto se debe a que la expansión de un gas siempre es estable, mientras que en una compresión, al existir un gradiente de presión contrario a la marcha general del fluido, con efecto perjudicial máximo en la capa límite, puede dar lugar a que se produzcan fenómenos de inestabilidad.

Desde el punto de vista aerodinámico, es mucho más fácil proyectar correctamente una turbina que un compresor. Esto se debe a que la expansión de un gas siempre es estable, mientras que en una compresión, al existir un gradiente de presión contrario a la marcha general del fluido, con efecto perjudicial máximo en la capa límite, puede dar lugar a que se produzcan fenómenos de inestabilidad.

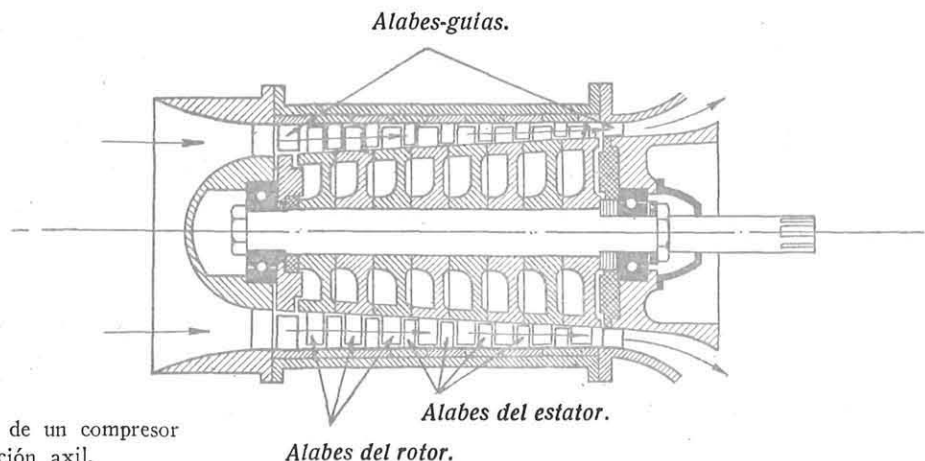


Fig. 1. — Esquema de un compresor de circulación axil.

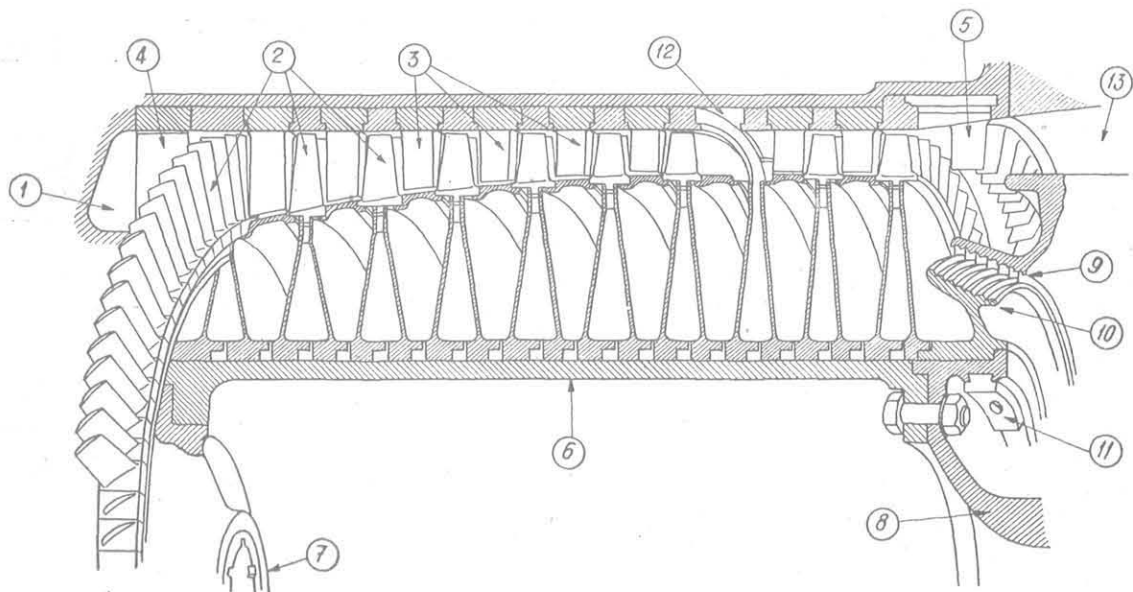


Fig. 2. — Corte esquemático del compresor de la turbohélice Mamba: (1), entrada de aire; (2), álabes del rotor; (3), álabes del estator; (4), álabes-guías de entrada; (5), álabes-guías de salida; (6), tambor o cilindro-soporte; (7), acoplamiento del eje de la hélice; (8), acoplamiento del eje de la turbina; (9), cierre de laberinto; (10), igualador del empuje axial; (11), pesos para el equilibrado dinámico. (12), alojamiento de los álabes; (13), salida del aire.

dad. Esto obliga a que este último proceso haya que efectuarlo mucho más gradualmente; pero, no obstante, en todos los compresores se presenta el fenómeno de "bombeo" o de inestabilidad y cambio de sentido de la corriente de los gases, producido cuando se supera un gradiente de presión límite, que viene fijado por el tipo de compresor y condiciones de funcionamiento. Además, el diseño de un compresor axial ha de ser muy cuidadoso. Los cambios de sección han de ser efectuados muy gradualmente, para que el fluido no se "despegue" de las paredes, y deberán evitarse en absoluto que puedan presentarse velocidades locales iguales o superiores a la del sonido, ya que se producirían inmediatamente ondas de choque y desprendimiento de la capa límite. En cambio, en una expansión no hay inconveniente alguno en funcionar con números de MACH superiores a la unidad y, además, el gas se adapta con mucha mayor facilidad a los cambios de sección. Basta considerar que un compresor axial, funcionando como turbina, puede proporcionar fácilmente rendimientos del orden de 0,80, mientras que pretender conseguir el caso inverso sería por completo inadmisibles.

Los progresos de este tipo de máquinas no comenzaron hasta pasado el año 1926, cuando el doctor A. A. GRIFFITH dió a conocer su teoría aerodinámica sobre perfiles de compresores y turbinas. En colaboración con el Ministerio del Aire inglés

y con el Aeronautical Research Committee, se construyó una unidad experimental formada por una turbina y un compresor axial de un solo escalonamiento, obteniéndose muy buenas características en los ensayos efectuados. No obstante, la aplicación efectiva de este tipo de compresores en los turbopropulsores y turbohélices no comenzó en Inglaterra hasta el año 1936.

En los Estados Unidos la casa Westinghouse experimentó y construyó diversos tipos de compresores a partir del año 1906, pero hasta 1928 no se consiguió una unidad de buen rendimiento, que fué destinada al tiro forzado de los ventiladores de los barcos de guerra.

En esta breve reseña histórica de los compresores axiales también deben mencionarse los trabajos efectuados en Suiza y Alemania. La primera de estas naciones ha sido, y es en la actualidad, una de las más acreditadas en proyectos y construcción de compresores y turbinas, y a la segunda corresponde la primacía en la puesta en vuelo de un avión equipado con turbopropulsor de compresor axial (Jumo 004, año 1941).

Introducción.

Las teorías sobre el funcionamiento y diseño de los compresores axiales, aunque bastante desarrolladas, puede decirse que en la actualidad están to-

davía en un período formativo. Personalidades de reconocida solvencia en el campo de la aerodinámica y en la técnica de los compresores y turbinas se han ocupado en la resolución de los complicados problemas teóricos y prácticos que presenta el diseño correcto de este tipo de máquinas. A título de ejemplo, basta citar los nombres de T. von KÁRMÁN, H. S. TSIEN, A. R. HOWELL, C. KELLER, A. BETZ, A. D. S. CARTER, E. N. COHEN, M. SÉDILLE, T. SINNETTE, M. BOGDONOFF, R. G. HARRIS, R. A. FAIRTHORNE, Y. SHIMAMOYANA, F. NUMACHI, etc., etc. Asimismo se realizan en la actualidad un gran número de investigaciones experimentales, principalmente en Inglaterra, Estados Unidos y Suiza.

No obstante lo dicho, todavía no existe en la actualidad un cuerpo de doctrina sólidamente establecida y con abundancia de datos experimentales por el que pueda guiarse con absoluta confianza el proyectista de este tipo de máquinas. Aunque, naturalmente, con gran número de puntos de contacto, existen discrepancias en las teorías que se aplican, notándose especialmente en las fórmulas y datos empíricos que forzosamente hay que utilizar.

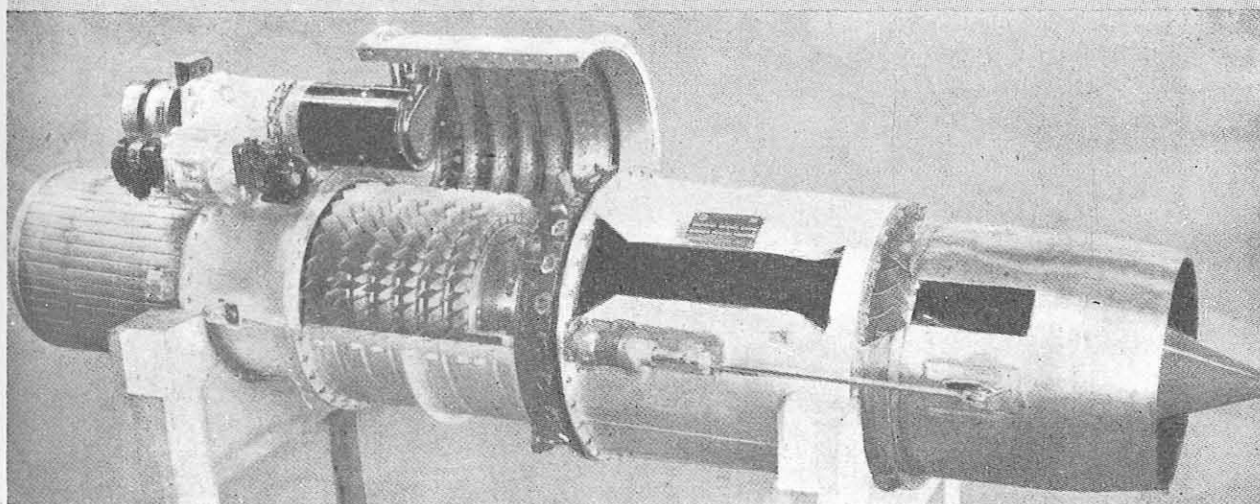
El compresor axil presenta en nuestros días cada vez mayor interés. Su reducida sección frontal y elevado rendimiento lo hacen perfectamente idóneo en su utilización en turbopropulsores y turbohélices, notándose cada vez mayor tendencia a la sustitución del compresor centrífugo por él. Su

mayor inconveniente estriba en el pequeño grado de compresión que se consigue por escalonamiento, lo que obliga a que haya necesidad de un gran número de ellos para conseguir una relación de compresión del orden de la que se obtendría en uno centrífugo de potencia análoga. Por esta razón, gran parte de los estudios e investigaciones se orientan en el sentido de ir forzando cada vez más los números de MACH de funcionamiento, con objeto de obtener mayor salto de temperatura o presión. Incluso se ha llegado a estudiar el problema de diseñar compresores aptos para funcionar con velocidades de circulación supersónicas (ref. 9), aunque esto sólo podría conseguirse a costa del rendimiento.

Aquí, en una serie de tres artículos, nos proponemos dar a conocer los fundamentos principales en que se basa la teoría del funcionamiento y diseño de los compresores axiales. En líneas generales, se seguirá el procedimiento indicado por A. R. HOWELL (refs. 2 y 3), desarrollando algunos cálculos e insertando algunos datos y conceptos de las otras referencias.

Por esta razón se sigue la notación inglesa en cuanto a la definición de incidencia, que aquí se tomará referida a la línea de curvatura media, y no respecto a la cuerda, como es norma general americana, así como en cuanto a los conceptos de desviación, deflexión nominal, rendimiento del escalón, etc., etc.

Fig. 3. — Fotografía del turbopropulsor americano Westinghouse B-19. En ella puede apreciarse el rotor y el estator de su compresor axil de seis escalonamientos.



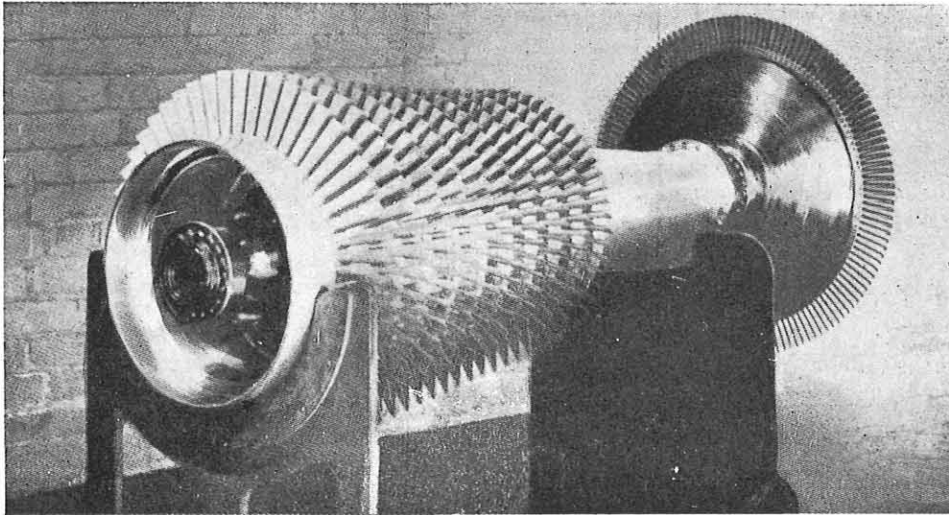


Fig. 4. — Rotor del compresor axial del turbopropulsor inglés Metropolitan Vickers F-2/4.

NOTACIÓN GENERAL.

- θ = temperatura relativa, grados centígrados.
 $T = \theta + 273$, temperatura absoluta.
 p = presión, Kg./m.² (en aplicaciones numéricas, Kg./cm.²).
 ν = volumen específico, m.³/Kg.
 ρ_e = peso específico, Kg./m.³.
 ρ = densidad, Kg. seg.²/m.⁴.
 R = constante de los gases perfectos, igual a 29,26 Kg.m./Kg. grado.
 c_p = calor específico a presión constante, Kcal./Kg. grado.
 c_v = calor específico a volumen constante, Kcal./Kg. grado.
 \mathcal{C}_p = trabajo periférico por unidad de gasto, m.
 P = potencia, Kg.m./seg. (en aplicaciones numéricas en CV.).
 G = gasto en peso, Kg./seg.
 G_m = gasto másico, Kg. seg./m.
 G_v = gasto volumétrico, m.³/seg.
 V, u, w = velocidad, m./seg.
 n = régimen, r. p. m.
 ω = velocidad angular, seg.⁻¹.
 D = diámetro, m.
 r = radio, m.
 h = altura, m. ó cm.
 σ = área, m.² ó cm.².
 H = entalpía por unidad de peso, Kcal./Kg.
 γ = exponente de una evolución isentrópica.
 k = exponente de una evolución politrópica.

- N_M = número de MACH.
 N_R = número de REYNOLDS.
 V_s = velocidad del sonido, m./seg.

NOTACIÓN DE PERFILES.

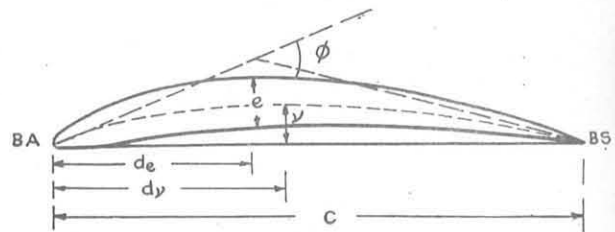


Figura 5.

- c = cuerda.
 e = espesor máximo (% de c).
 y = curvatura máxima (% de c).
 d_e = distancia al punto de máximo espesor (% de c).
 d_y = distancia al punto de máxima curvatura (% de c).
 ϕ = ángulo de curvatura del perfil.
 BA = borde de ataque.
 BS = borde de salida.
 r_{BA} = radio del borde de ataque.
 r_{BS} = radio del borde de salida.
 L = sustentación por unidad de longitud, en dirección perpendicular a la velocidad media w_m .
 $C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho w_m^2 c}$ = coeficiente de sustentación,
 D = resistencia por unidad de longitud, en dirección de w_m .
 $C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho w_m^2 c}$ = coeficiente de resistencia.

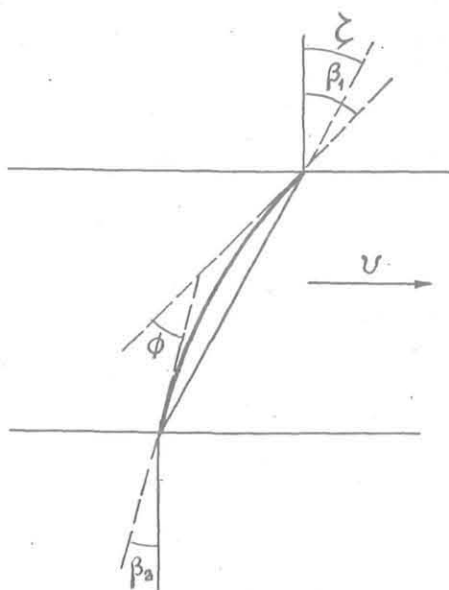


Figura 6.

NOTACIÓN DE UN ESCALONAMIENTO.

u = velocidad periférica.

V_1 = velocidad absoluta de entrada en el rotor.

V_2 = velocidad absoluta de salida en el rotor.

w_1 = velocidad relativa de entrada en el rotor.

w_2 = velocidad relativa de salida en el rotor.

w_3 = velocidad de entrada en el estator.

w_4 = velocidad de salida en el estator.

V_a = velocidad axial.

$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ = ángulos de entrada y salida de los perfiles, medidos entre la normal al plano de giro y la tangente al esqueleto del perfil.

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ = ángulos de entrada y salida de las velocidades relativas.

φ_1, φ_2 = ángulos de entrada y salida de las velocidades absolutas en el rotor.

w_m = vector velocidad media en el rotor.

α_m = ángulo del vector velocidad media, definido por la expresión: $\tan \alpha_m = \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$.

$i = \alpha - \beta_1$, ángulo de incidencia.

$\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2$, deflexión.

$\delta = \alpha_2 - \beta_2$, desviación.

s = separación o paso.

b = espesor en sentido normal del escalonamiento.

ζ = ángulo de situación.

N = número de álabes en cada disco.

h = altura media de los álabes.

δ_p = pérdidas de presión en cada semiescalón (rotor o estator).

Δp = subida de presión efectiva en cada semiescalón.

Δp_t = incremento teórico de presión, igual a $\delta_p + \Delta p$.

ΔT = incremento real de temperatura en cada semiescalón.

\mathcal{C}_p = trabajo periférico o potencia gastada en la compresión por unidad de gasto en cada escalonamiento.

η_a = rendimiento adiabático.

η_e = rendimiento de escalón.

ξ = coeficiente de pérdida por efectos tridimensionales.

σ_a = área transversal de un álabe. $\sigma_a \approx c h$.

σ_A = área transversal de paso del aire. $\sigma_A \approx 2 n r_m h$.

GR = grado de reacción.

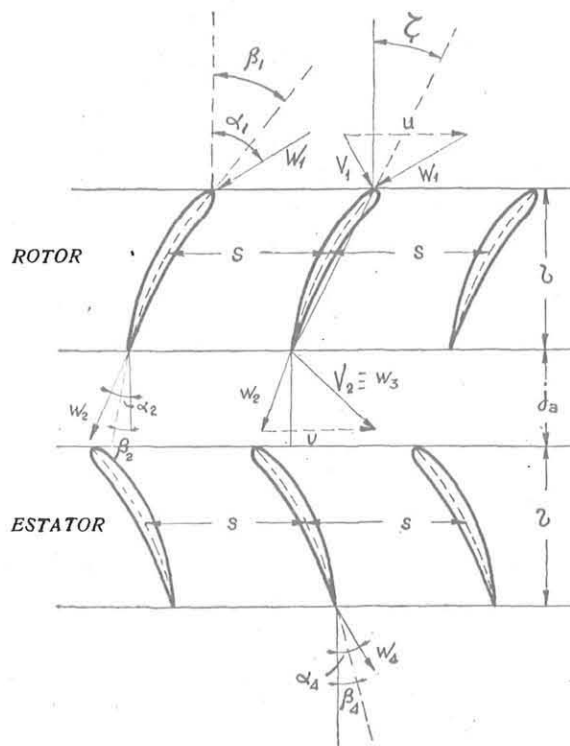


Figura 7.

ECUACIONES GENERALES

Sustentación y resistencia

Mientras no se indique lo contrario, consideraremos el caso de un fluido en movimiento bidimensional, es decir, con valores de todas las magnitudes independientes del radio del compresor. En estas condiciones, procederemos a determinar los esfuerzos que el aire produce sobre un álabe por unidad de altura. Sean F_y y F_x dichos esfuerzos, según las direcciones que se indican en la figura 8.

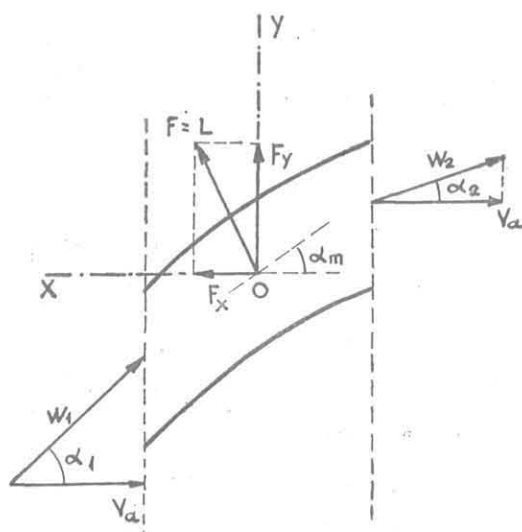


Figura 8.

F_x se obtendrá en función de las presiones, y F_y , en función de las velocidades, mediante aplicación del teorema del impulso. Tendremos:

$$F_x = (p_2 - p_1) s \cdot h; \quad [1]$$

$$F_y = \rho V_a s (V_a \tan \alpha_1 - V_a \tan \alpha_2); \quad [2]$$

habiéndose tomado para esta última fórmula constante la velocidad axial V_a . En el caso general viene dada por la ecuación de continuidad:

$$\rho V_a s_A = \text{constante}. \quad [3]$$

Si se considera el caso de un fluido ideal, incompresible y desprovisto de fenómenos de rozamiento, puede utilizarse la ecuación de BERNOULLI en su forma más simplificada, resultando:

$$p_2 - p_1 = -\frac{1}{2} \rho V_a^2 (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2).$$

Para este caso el ángulo que forma la resultante F con la dirección axial del movimiento se obtiene con la expresión:

$$\tan \alpha_m = F_x / F_y = 1/2 (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2); \quad [4]$$

denominándose sustentación L a esta resultante, perpendicular al vector velocidad media, w_m .

En el caso general de fluido compresible y esfuerzos de rozamiento se modifica esta resultante en magnitud y dirección, siguiéndose denominando sustentación a la proyección de dicha fuerza en dirección perpendicular a w_m , mientras que la componente que aparece según dicho vector es la resistencia D (fig. 9).

Con la ecuación del momento de la cantidad de movimiento, según el eje de giro, se obtienen inmediatamente las siguientes expresiones para la potencia, P , y el trabajo periférico, \mathcal{C}_p :

$$P = \frac{G}{g} u V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2); \quad [5]$$

$$\mathcal{C}_p = P/G = \frac{u V_a}{g} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2). \quad [6]$$

El incremento de temperatura obtenido en cada escalonamiento se obtendrá inmediatamente de la fórmula anterior, poniendo:

$$J c_p 2 \Delta T = \mathcal{C}_p;$$

quedando, por último:

$$2 \Delta T = \frac{u V_a}{g J c_p} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2). \quad [7]$$

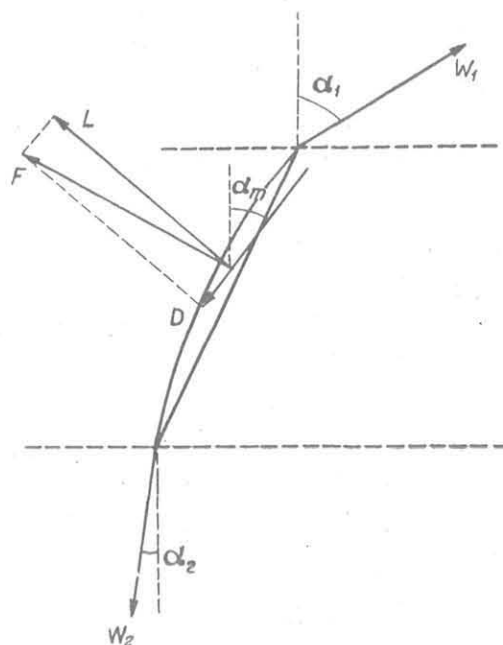


Figura 9.

Grado de reacción. Tipos de compresores.

Expresando el trabajo periférico en función de las velocidades absolutas, resulta:

$$\mathcal{C}_p = \frac{u}{g} (V_2 \sin \varphi_2 - V_1 \sin \varphi_1).$$

Por otra parte, de los triángulos de velocidades (fig. 10) se obtiene:

$$w_1^2 = u^2 + V_1^2 - 2uV_1 \sin \varphi_1;$$

$$w_2^2 = u^2 + V_2^2 - 2uV_2 \sin \varphi_2.$$

Sustituyendo los valores de $V_1 \sin \varphi_1$ y $V_2 \sin \varphi_2$ en la expresión de \mathcal{C}_p , resulta:

$$\mathcal{C}_p = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \quad [8]$$

La expresión de \mathcal{C}_p puede obtenerse también de la ecuación que suministra el principio de conservación de la energía, resultando:

$$\mathcal{C}_p = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + J(H_2 - H_1). \quad [9]$$

Y entre [8] y [9] se obtiene:

$$J(H_2 - H_1) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \quad [10]$$

Esta ecuación que nos proporciona el incremento de entalpía en el rotor podría también haber sido escrita directamente. Para ello bastaría haber considerado el movimiento en ejes relativos, y al expresar en estas condiciones la ecuación de conservación de la energía, nos hubiera resultado la [10], ya que todas las fuerzas centrífugas y de CORIOLIS que actúan sobre el aire son perpendiculares a la dirección del movimiento y, por tanto, no producen trabajo en dicha dirección.

El compresor funciona aumentando las velocidades absolutas entre la entrada y salida de cada rotor; en cambio, las velocidades relativas disminuyen, siendo mayores las áreas de las secciones de salida que las de entrada, que están relacionadas por la expresión:

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_1} = \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1},$$

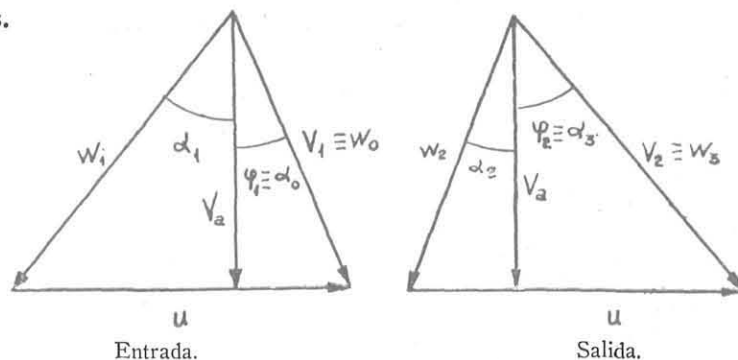


Fig. 10. — Triángulos de velocidades.

actuando, por tanto, como un difusor respecto a las velocidades relativas de circulación del aire.

El grado de reacción de cada escalonamiento se expresa por la relación entre el salto de entalpía en el rotor y el salto total de ella, o sea:

$$\begin{aligned} GR &= \frac{\Delta H_r}{\Delta H_r + \Delta H_s} = \frac{H_2 - H_1}{H_4 - H_1} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{w_1^2 - w_2^2 + w_3^2 - w_4^2} = \\ &= \frac{\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_2}}{\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_2} + \frac{1}{\cos^2 \alpha_3} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_4}} = \\ &= \frac{\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2}{\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2 + \tan^2 \alpha_3 - \tan^2 \alpha_4}. \quad [11] \end{aligned}$$

En el caso normal de ser $\alpha_4 = \alpha_0$, es decir, cuando sale el aire de cada escalonamiento con un ángulo igual al que tenía al entrar en él, la fórmula anterior se simplifica en gran manera.

De los triángulos de velocidades se deduce:

$$u = V_a (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_0),$$

$$u = V_a (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3),$$

de las que se obtiene:

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \tan \alpha_3 - \tan \alpha_0.$$

Teniendo en cuenta estas relaciones, la fórmula [11] se reduce a la expresión:

$$GR = \frac{V_a}{u} \tan \alpha_m. \quad [12]$$

El compresor sería de acción ($GR = 0$) si $\alpha_1 = \alpha_2$, y de 100 por 100 de reacción ($GR = 1$) si $\alpha_3 = \alpha_4$.

En la práctica los únicos compresores que se han utilizado han sido los de un grado de reacción superior al 50 por 100.

Los compresores con un grado de reacción igual al 50 por 100 ($GR = 0,5$) se realizan mediante una disposición simétrica de los álabes de los rotores y estatores, o sea cuando se cumple la condición:

$$\alpha_0 = \alpha_2 = \alpha_4;$$

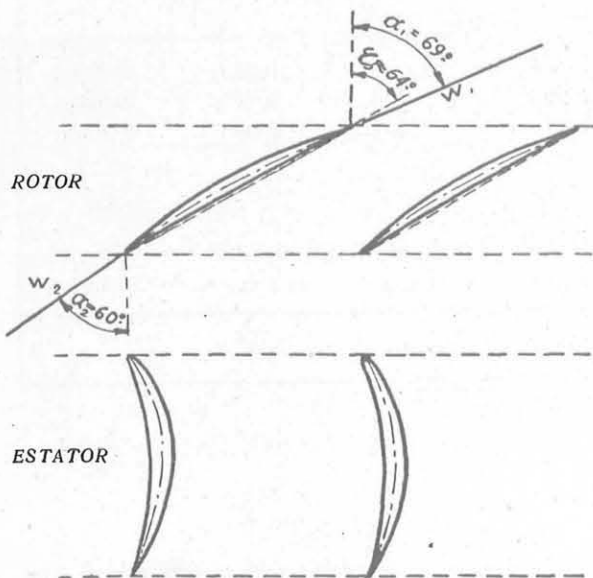


Fig. 11. — Escalonamiento de 100 % de reacción: $s/c = 1$; $\alpha_1 = 60^\circ$; $\xi \approx 64^\circ$; $\alpha_1 - \alpha_2 = 9^\circ$; $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = 0,873$.

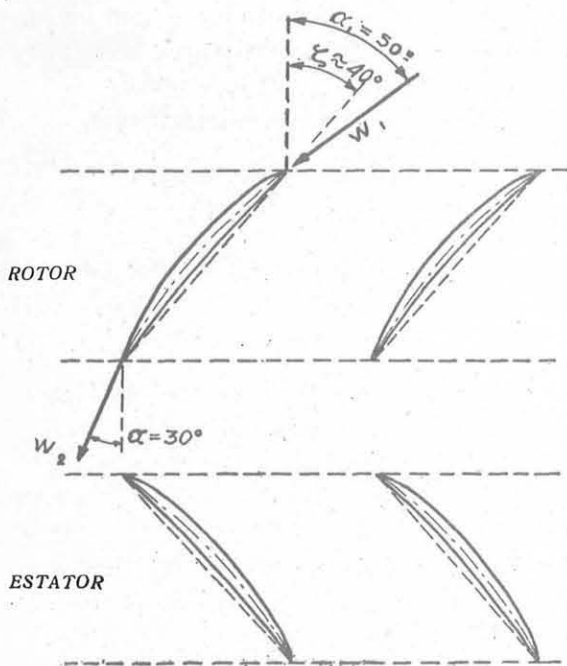


Fig. 12. — Escalonamiento de 50 % de reacción: $s/c = 1$; $\alpha_2 = 30^\circ$; $\xi \approx 40^\circ$; $\alpha_1 - \alpha_2 = 20^\circ$; $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = 0,615$.

verificándose entonces que:

$$\alpha_1 = \alpha_3; \quad w_1 = w_3; \quad w_0 = w_2.$$

Por estas razones los compresores se dividen en simétricos y asimétricos, según que tengan un grado de reacción igual al 50 por 100 u otro diferente.

A primera vista pudiera parecer que los compresores de grado de reacción superior al 50 por 100 son los que proporcionarían mejores características. En efecto: un compresor de 100 por 100 de reacción tendría sus álabes dispuestos en una forma aproximada a como se indica en la figura 11, con una disposición muy oblicua de los álabes de los rotores, viniendo a tener unos ángulos de situación de unos 60 a 70°. En cambio, con álabes de tipo simétrico los ángulos de situación de los rotores son mucho más pequeños, del orden de los 35 ó 40° como máximo (fig. 12). Aunque, como veremos más adelante, para ángulos de situación elevados, lo que se traduce en un mayor ángulo de salida α_2 , se funciona con menores valores de la deflexión $\alpha_1 - \alpha_2$, como las tangentes varían rápidamente cuando se sobrepasan los 50 ó 60°, resulta que el valor del término $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2$ es mayor en los compresores de 100 por 100 de reacción que en los de 50 por 100. Por tanto (fórmula [7]), parece ser que, a igualdad de velocidades periféricas y axiales, se obtendría mayor salto de temperaturas en dichos compresores; pero esta ventaja no es más que ilusoria. Hay que considerar que todas las características de los compresores vienen limitadas por el mayor número de MACH con que puede funcionar. Si las velocidades axiales fuesen iguales, resultarían mucho mayores velocidades relativas en los rotores de un compresor de 100 por 100 de reacción que uno simétrico, lo que obliga en la práctica a funcionar en ellos con valores de dichas velocidades axiales mucho más reducidos. De aquí resulta que contra los 20 ó 21° de incremento de temperatura que se consiguen en un compresor simétrico no se puede esperar sobrepasar mucho más de los 12° en uno de 100 por 100 de reacción. Ciertamente que en ellos podría forzarse algo más este valor, pero sería a costa de una rápida disminución en el rendimiento.

Las únicas ventajas que presentan los compresores de 100 por 100 de reacción consisten en su mayor facilidad constructiva; debido a la forma sencilla de sus estatores y a la inexistencia de pérdidas intersticiales en dichos álabes. Estas parecen

ser las razones que motivaron su utilización en los compresores alemanes del Jumo 004 y BMW 003.

En la actualidad, están prácticamente abandonados, tendiéndose a la utilización exclusiva de los compresores simétricos. Por esta razón, de aquí en adelante nos referiremos exclusivamente a este tipo de compresores.

Para evitar confusiones, conviene indicar que en muchas publicaciones inglesas denominan *impulse blading*, o álabes de acción, a los 100 por 100 de reacción. Ello se debe a la equivalencia aerodinámica que existe entre los rotores y estatores, en cuanto se prescinde de efectos de fuerza centrífuga. Por ello, resulta aerodinámicamente análogo un compresor de acción que uno de 100 por 100 de reacción.

También conviene indicar que esta simetría entre los álabes del rotor y estator se refiere por ahora exclusivamente al diámetro medio o sección central de los álabes; pues, como veremos posteriormente, puede haber compresores de 50 por 100 de reacción en que esta simetría no exista más que en dicha sección central.

Perfiles.

No existe todavía una técnica propia desarrollada en el sentido de la obtención de perfiles, destinados específicamente para los álabes de los compresores axiales. Se vienen utilizando perfiles ya clásicos para otros fines aerodinámicos, especialmente los destinados a trabajar con grandes velocidades, como los de punta de pala de las hélices (fig. 13), obteniéndose con ellos muy buenos rendimientos.

Se utilizan líneas de curvatura media circulares o parabólicas, con curvaturas que pueden llegar a ser del orden del 5 ó 6 por 100, y los espesores de los perfiles suelen estar comprendidos entre el 8 y el 10 por 100.

El cálculo aerodinámico de los álabes proporciona los ángulos β_1 y β_2 (fig. 6) de entrada y salida. En función de ellos y de la cuerda, y en el caso de línea media circular, se obtienen inmediatamente el ángulo de situación, curvatura y radio de curvatura, con las relaciones siguientes:

$$\zeta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}; \quad [13]$$

$$r/c = \frac{1}{2} \frac{1 - \cos \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}}{\sin \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}}; \quad [14]$$

PERFIL N. A. C. A. 0009 - 34



Figura 13.

Situación	Ordenada \pm	Situación	Ordenada \pm
0	0		
0,0125	0,0085	0,4000	0,0450
0,0250	0,0126	0,5000	0,0437
0,0500	0,0187	0,6000	0,0399
0,0750	0,0235	0,7000	0,0336
0,1000	0,0274	0,8000	0,0249
0,1500	0,0337	0,9000	0,0140
0,2000	0,0382	0,9500	0,0077
0,3000	0,0435	1,0000	0,0009

Radio del borde de ataque = 0,0022.

$$r_v/c = \frac{1}{2} \frac{1}{\sin \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}}. \quad [15]$$

En el caso de línea media parabólica, que forme con la cuerda los ángulos ψ_1 y ψ_2 , resulta para ella la siguiente ecuación (fig. 14):

$$-\frac{4}{c^2} x^2 + \lambda y^2 + \frac{4}{c} \sqrt{-\lambda} xy + \mu y + 1 = 0.$$

Siendo:

$$\lambda = -\frac{1}{c^2} \left(\frac{1}{\tan \psi_1} + \frac{1}{\tan \psi_2} \right)^2;$$

$$\mu = -\frac{2}{c} \left(\frac{1}{\tan \psi_2} - \frac{1}{\tan \psi_1} \right).$$

Para la curvatura, y para su situación, resultan las expresiones:

$$v = -\frac{1}{\mu}; \quad [16]$$

$$d_v = \frac{c}{2} \left(1 - \frac{\sqrt{-\lambda}}{\mu} \right). \quad [17]$$

Ahora bien: entre los ángulos ψ_1 y ψ_2 y los de entrada y salida β_1 y β_2 , existe la relación geométrica:

$$\beta_1 - \psi_1 = \beta_2 + \psi_2 = \zeta.$$

Por tanto, una vez fijados β_1 y β_2 , para la determinación completa de la línea de curvatura me-

dia, aun podemos fijar arbitrariamente el valor de la curvatura máxima v , o bien su situación d_v . Impuesto cualquiera de estos dos valores, ya existen dos ecuaciones para la determinación de β_1 y β_2 , y con ellos queda fijada por completo la forma de la línea de curvatura media.

Una vez determinada esta línea media y elegido el perfil simétrico básico, se traza el perfil definitivo a partir de ella y en la forma acostumbrada.

Incidencia y desviación.

Hasta ahora, siempre que nos hemos referido a ecuaciones del movimiento se han utilizado los ángulos de las velocidades α_1 y α_2 , mientras que al tratar de los perfiles se utilizaban los ángulos de álabes β_1 y β_2 . Unos y otros vienen relacionados entre sí por la incidencia y la desviación:

$$\begin{aligned} i &= \alpha_1 - \beta_1; \\ \delta &= \alpha_2 - \beta_2. \end{aligned}$$

El primero es un parámetro cuyo valor puede elegir arbitrariamente el proyectista, mientras que el segundo viene impuesto por la forma del álabes y disposición del escalonamiento.

Para la incidencia, ya veremos posteriormente cómo se determina, en función de la influencia que ejerce en el rendimiento del compresor y en los valores de los números de MACH críticos con que puede funcionar. Siempre se toman valores de ella próximos a los cero grados, con una zona de variación comprendida como máximo entre -5 y $+5^\circ$.

La desviación se produce por el efecto de fuerza centrífuga que hace que se produzca un gradiente de presión hacia la parte cóncava de los álabes. Por esta razón las líneas de presión constante re-

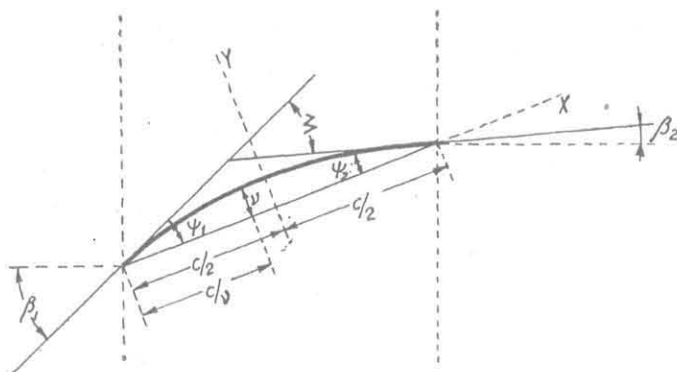


Figura 14.

sultan desviadas, haciendo que el aire salga de los escalonamientos con un ángulo mayor que el que forma la tangente a la línea de curvatura media (fig. 7). Esta desviación depende del ángulo de curvatura ϕ , posición de la curvatura máxima d_v , relación paso-cuerda y ángulo de salida α_2 . Puede utilizarse la siguiente fórmula semiempírica (referencia 2):

$$\delta = \left[0,23 \left(\frac{2d_v}{c} \right) + 0,1 \frac{\alpha_2}{50^\circ} \right] \sqrt{\frac{s}{c}}, \quad [18]$$

que para líneas de curvatura media circulares se simplifica, quedando:

$$\delta = \left(0,23 + 0,1 \frac{\alpha_2}{50^\circ} \right) \phi \sqrt{\frac{s}{c}}. \quad [19]$$

Según referencia 6, también puede obtenerse directamente el ángulo de salida con la siguiente fórmula experimental:

$$\alpha_1 - \alpha_2 = K (\beta_1 - \beta_0^*), \quad [20]$$

en la cual β_0^* es el ángulo de ataque que produciría sustentación nula en el perfil aislado, y K es un parámetro que depende de la relación paso-cuerda, con un valor medio igual a 0,9.

Expresión de C_L y C_D .

Planteando que la suma de fuerzas en el sentido de giro de cada álabes, multiplicadas por la velocidad periférica, es igual a la potencia gastada en el escalonamiento, resulta:

$$\begin{aligned} (L \cos \alpha_m + D \sin \alpha_m) \cdot N, h, u = \\ = \frac{G}{g} u V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2); \end{aligned}$$

y con

$$L = \frac{1}{2} C_L \rho c w_m^2, \quad D = \frac{1}{2} C_D \rho c w_m^2,$$

$$N = \frac{2\pi r}{s}, \quad \frac{G}{g} = 2\pi r h \rho V_a,$$

resulta:

$$C_L = 2 \frac{s}{c} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) - \cos \alpha_m C_D \tan \alpha_m. \quad [21]$$

En la fórmula anterior la influencia del término en C_D en el valor de C_L es notablemente escasa. En efecto, en condiciones no muy alejadas de las normales de funcionamiento el coeficiente C_D es del orden de 0,04-0,05 como máximo, mientras que $\tan \alpha_m$ es siempre menor que la unidad. Por tanto, tomando para C_L el valor teórico:

$$C_L = 2 \frac{s}{c} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \cos \alpha_m, \quad [22]$$

se comete a lo sumo un error del orden del 4 ó 5 por 100.

Para el cálculo de las pérdidas de presión y rendimiento del escalonamiento, se toma un coeficiente de resistencia total C_D compuesto por la suma de tres términos:

$$C_D = C_{Dp} + C_{Di} + C_{Da}. \quad [23]$$

En la cual, C_{Dp} es el coeficiente de resistencia del perfil; C_{Di} es el coeficiente de resistencia inducida, y C_{Da} el de resistencia anular.

El coeficiente de resistencia del perfil se obtiene experimentalmente mediante ensayos en túnel. Suele ser del orden de 0,016 a 0,018, para la generalidad de los perfiles que se utilizan en los álabes de los compresores. En la referencia 11 se incluye una fórmula empírica que relaciona este coeficiente de resistencia del perfil con el de sustentación.

Los efectos combinados de la fuerza centrífuga y de la capa límite, en la superficie de los álabes y en las paredes anulares superior e inferior, dan lugar a la formación de un flujo secundario en el interior de los canales de los álabes, produciéndose dos torbellinos en el borde de salida: uno, próximo al vértice, y el otro, junto a la raíz, en forma parecida a lo que sucede en un ala de avión. El estudio de estos torbellinos, con la aparición consiguiente de resistencia inducida a que dan lugar, ha sido tratado por diversos autores, como KÁRMÁN, TSIEN, HANSFORD, CARTER y COHEN, etc. (ref. 4). En esta referencia se indica que el valor de la resistencia se obtiene con la expresión:

$$C_{Di} = \frac{1}{4} \frac{C_L^2}{s/c} \left(1 - \frac{h'}{h}\right) \frac{h'}{h}, \quad [24]$$

en la cual, h es la altura del álabe, y h' la distancia, ligeramente inferior a h , entre los centros de los dos torbellinos de los extremos. El cálculo del

valor de h' presenta considerables dificultades, pero puede medirse aproximadamente, siendo del orden del 90 por 100 de h . Un valor medio del coeficiente que multiplica a C_L^2 es igual a 0,018, es decir, que puede utilizarse con buena aproximación en la práctica la expresión:

$$C_{Di} = 0,018 C_L^2. \quad [25]$$

El coeficiente de resistencia anular proviene del rozamiento del aire contra las superficies superior e inferior de los anillos de cierre de cada escalonamiento. Su valor es proporcional a la relación paso-cuerda s/c , e inversamente proporcional al alargamiento del álabe h/c . Según referencia 2, puede tomarse para C_{Da} el valor dado por la expresión:

$$C_{Da} = 0,020 \frac{s}{c} \frac{c}{h} = 0,020 \frac{s}{h}. \quad [26]$$

Una vez determinado el coeficiente de resistencia total, se deducen fácilmente de él las pérdidas de presión en el escalonamiento. Basta expresar que dicha resistencia procede de ellas. Se obtiene la siguiente relación:

$$D = \delta_p \cdot s \cdot \cos \alpha_m.$$

Resultando:

$$\delta_p = \frac{\frac{1}{2} \rho w_m^2 C_D}{s/c \cos \alpha_m}, \quad [27]$$

o bien:

$$\delta_p = \frac{\frac{1}{2} \rho V_a^2 C_D}{s/c \cos^3 \alpha_m}. \quad [28]$$

Como resultado de los fenómenos de rozamiento, formación de torbellinos y pérdidas intersticiales, resulta que la velocidad axial V_a no es constante a lo largo de la altura del álabe. Por causa de ello, al tomar en las expresiones del trabajo periférico e incremento de temperatura el valor teórico de ella dado por la ecuación de continuidad y suponerlo constante, resulta que se obtiene un mayor trabajo y subida de temperatura del que resulta en la realidad. De acuerdo con esto, las fórmulas [6] y [7] hay que modificarlas, afectándolas de un

coeficiente de pérdida ξ , debido a los efectos tridimensionales citados. Resulta con esto:

$$\zeta_p = \xi \frac{u V_a}{g} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2); \quad [29]$$

$$2 \Delta T = \xi \frac{u V_a}{g J c_p} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2); \quad [30]$$

pudiendo tomarse para el coeficiente ξ un valor medio igual a 0,86.

Rendimiento del escalón.

Teniendo en cuenta que en un compresor de 50 por 100 de reacción son iguales los incrementos y pérdidas de presión en el rotor y en el estator, puede calcularse el rendimiento adiabático de cada escalonamiento en función de las pérdidas de presión δ_p y salto de temperaturas ΔT de cada hilera de álabes. Si 1-2-3-4 es la línea politrópica de la transformación real (fig. 15), y 1-4' la de la transformación isentrópica que nos daría la misma presión final, el rendimiento adiabático se obtendrá con la expresión:

$$\eta_a = \frac{2 \Delta T_t}{2 \Delta T} = \frac{T_4' - T_1}{T_4 - T_1}, \quad [31]$$

que con sencillas transformaciones se llega a la fórmula:

$$\eta_a = \frac{T_1}{2 \Delta T} \left\{ \left[\left(1 - \frac{2 \Delta T}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - \frac{2 \Delta p}{p_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}, \quad [32]$$

que, como puede verse, resulta bastante complicada.

Como tendremos ocasión de comprobar en el artículo siguiente, no se comete mucho error suponiendo incompresible el aire en cada escalonamiento, tomando para ello una densidad media en la curva de transformación. Con ello se simplifican en gran manera la mayoría de los cálculos.

En este caso, cuando la densidad se considera constante, los incrementos de presión son proporcionales a los de temperatura, pudiendo tomarse como expresión del rendimiento:

$$\eta_e = \frac{2 \Delta p}{2 \Delta p_t} = \frac{p_4 - p_1}{p_4' - p_1}, \quad [33]$$

y también:

$$\eta_e = 1 - \frac{\delta p}{\Delta p_t}. \quad [34]$$

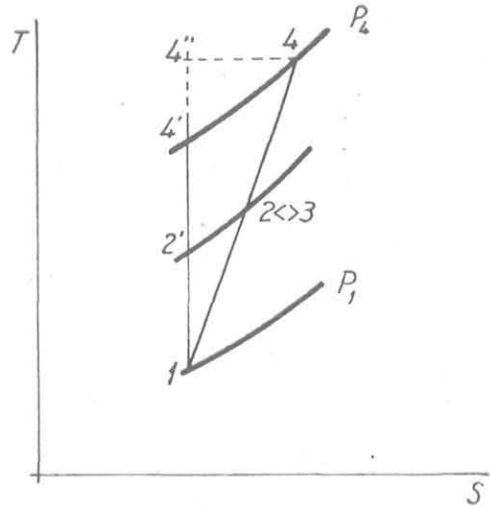


Figura 15.

El incremento teórico de presión Δp_t se calcula fácilmente con las fórmulas:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho w_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho w_2^2,$$

$$\sigma_1 w_1 = \sigma_2 w_2, \quad \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{s \cdot \cos \alpha_1}{s \cdot \cos \alpha_2} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2};$$

resultando:

$$\Delta p_t = \frac{1}{2} \rho w_1^2 \left(1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_2} \right). \quad [35]$$

Poniendo δ_p en función del coeficiente de resistencia, se obtiene:

$$\eta_e = 1 - \frac{\frac{1}{2} \rho V_a^2 \frac{c}{s} C_D \frac{1}{\cos^3 \alpha_m}}{\frac{1}{2} \rho w_1^2 \left(1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_2} \right)} = \frac{\frac{c}{s} C_D \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^3 \alpha_m}}{1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_2}},$$

que, puesta en función de las tangentes e introduciendo el valor teórico del coeficiente de sustentación, se llega con facilidad a la expresión:

$$\eta_e = 1 - \frac{2}{\sin(2 \alpha_m)} \frac{C_D}{C_L}; \quad [36]$$

fórmula sencilla y de cómodo manejo.

Los valores de este rendimiento suelen ser del orden del 90 por 100 cuando el compresor funciona en condiciones próximas a las de su diseño; de este 10 por 100 de pérdidas corresponde aproximadamente un 4 por 100 a la resistencia del perfil; otro 4 por 100, a la resistencia inducida, y un 2 por 100, a la resistencia anular.

En el próximo artículo se estudiarán primeramente las limitaciones que imponen en las características y actuaciones del compresor el número de MACH crítico con que puede funcionar y el valor máximo de la deflexión que es posible admitir. Después se analizarán los diferentes tipos de torsión de los álabes y las clasificaciones que pueden hacerse en los compresores teniendo en cuenta estas

diferencias. Con la influencia que ejercen en las características del compresor cada uno de los parámetros fundamentales: ángulo de salida, incidencia, relación paso-cuerda, altura de álabe, etc., etc., así como con un estudio de los juegos axiales y radiales, veremos cómo puede llegarse al dimensionado aerodinámico de los escalonamientos de un compresor.

REFERENCIAS

- (1) A. I. PONOMAREFF: "Principios fundamentales del compresor axial". *El Ingeniero Westinghouse*, enero 1948.
- (2) A. R. HOWELL: "Fluid Dynamics of Axial Compressors". *The Inst. of Mech. Engineers Proceedings*, 1945. Vol. 153.
- (3) A. R. HOWELL: "Design of Axial Compressors". *The Inst. of Mech. Engineers Proceedings*, 1945. Vol. 153.
- (4) A. D. S. CARTER: "Three-Dimensional Flow Theories for Axial Compressors and Turbines". *The Inst. of Mech. Engineers Proceedings*, 1948. Vol. 159.
- (5) J. T. SINNETTE, O. W. SCHEY y K. J. AUSTIN: "Performance of N. A. C. A Eight-Stage Axial-Flow Compressor Designed on the Basis of Airfoil Theory". Report N. A. C. A., núm. 758.
- (6) J. T. SINNETTE: "Increasing the Range of Axial-Flow Compressors by Use of Adjustable Stator Blades". *Journal of the Aeronautical Sciences*, mayo 1947.
- (7) J. R. WESKE: "Fluid Dynamics Aspects of Axial-Flow Compressors and Turbines". *Journal of the Aeronautical Sciences*, noviembre 1947.
- (8) S. M. BOGDANOFF: "N. A. C. A. Cascade Data for the Blade design of High-Performance Axial-Flow Compressors". *Journal of the Aeronautical Sciences*, febrero 1948.
- (9) F. L. WATTENDORF: "High-Speed Flow Through Cambered Rotating Grids". *Journal of the Aeronautical Sciences*, abril 1948.
- (10) K. CHRISTIANI: "Experimentelle Untersuchung eines Tragflügel profile bei Gitteranordnung". *Luftfahrtforschung*, 27 de agosto 1928.
- (11) A. R. HOWELL: "Aerodynamics of the Gas Turbines". *The Journal of the Royal Aeronautical Society*, junio 1948.
- (12) W. MERCHANT: "Flow of an Ideal Fluid Past a Cascade of Blades". *Report and Memoranda*, números 1890 y 1893.
- (13) L. S. MARKS y T. FLINT: "The Design and Performance of a High-Pressure Axial-Flow Fan". *A. S. M. E. Trans.*, A. E. R., 57-1, vol. 57, número 7, octubre 1935. (Discusión en *A. S. M. E. Trans.*, vol. 58, núm. 3, abril 1936.)
- (14) R. G. HARRIS y R. A. FAIRTHORNE: "Wind Tunnel Experiments with Infinite Cascades of Aerofoils". *Report and Memoranda*, núm. 1206.

Nota de la Redacción:

Los modernos sistemas de propulsión han originado un léxico especial en todos los países, derivado del empleado en el idioma en que esos nuevos sistemas han sido ideados, estudiados y desarrollados; al no haber una nomenclatura definida, se corre el riesgo de confusión con el empleo, por distintos autores españoles, de diversos vocablos para expresar el mismo concepto. INGENIERÍA AERONÁUTICA aprovecha la oportunidad que ofrece el presente artículo para rogar a sus lectores aporten propuestas debidamente razonadas, con el fin de esforzarnos en unificar nuestro léxico técnico, siquiera sea, al menos, en estos sistemas que por nuevos no tienen una nomenclatura, aunque ya anárquica, arraigada, y fácilmente pudiera ser normalizada.

No pretende INGENIERÍA AERONÁUTICA en modo alguno dictar; pero sí se cree obligada a repicar la alarma

y se dispone, con todos sus recursos, a procurar una mínima normalización indispensable, ofreciendo sus páginas a los lectores que lo deseen. Se felicitaría incluso de la controversia, si a ella hubiera lugar, pues en todo caso pudiera lograrse un reducido diccionario de definiciones que el tiempo, las circunstancias y el éxito se encargarían de ampliar.

A la tarea de impedir que se convierta en torre de Babel los sectores en que se hable en nuestra lengua sobre los nuevos sistemas de propulsión, nos atrevemos a invitar a los Centros oficiales de investigación y estudios aeronáuticos; en especial, a los Ingenieros que se han destacado por sus profundos estudios en materia de filología técnica, con su reconocida y oficial autoridad; en general, a todos nuestros lectores, y, en particular, a los técnicos de países hermanos de la misma lengua que nos han honrado con sus felicitaciones y estímulos a favor de nuestra Revista.